

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 2 月 6 日
Date of Application:

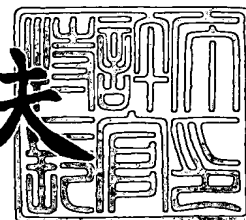
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 5 5 8 3 5
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 3 5 5 8 3 5]

出 願 人 株式会社デンソー
Applicant(s):


2 0 0 3 年 9 月 2 4 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 0 7 8 1 4 6



【書類名】 特許願

【整理番号】 P14-12-006

【提出日】 平成14年12月 6日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60H 1/00

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会社デンソー内

【氏名】 伊藤 繁樹

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会社デンソー内

【氏名】 高野 義昭

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会社デンソー内

【氏名】 堀田 照之

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会社デンソー内

【氏名】 山中 康司

【特許出願人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

【代理人】

【識別番号】 100080045

【弁理士】

【氏名又は名称】 石黒 健二

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 014476

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9004764

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 冷凍サイクル装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

(a) 冷媒を圧縮して吐出する冷媒圧縮機と、
(b) この冷媒圧縮機より吐出された冷媒を凝縮液化させる冷媒凝縮器と、
(c) この冷媒凝縮器より流出した冷媒を気液分離すると共に、液冷媒のみが流出する受液器と、
(d) この受液器より流出した液冷媒が通過する弁孔、およびこの弁孔の開口面積または絞り開度を調整する弁体を有する可変絞り弁と、
(e) この可変絞り弁の弁孔を通過する際に断熱膨張された冷媒を蒸発気化させる冷媒蒸発器と、
(f) 前記受液器より流出する高压側冷媒と前記冷媒蒸発器より流出する低压側冷媒とを熱交換させる冷媒－冷媒熱交換器とを備えた冷凍サイクル装置において、
前記可変絞り弁は、前記冷媒－冷媒熱交換器より流出する冷媒の過冷却度が増加する程、あるいは所定値以上に増加した際に、前記弁孔の開口面積または絞り開度または前記弁体のリフト量を小さくし、
前記冷媒－冷媒熱交換器より流出する冷媒の過冷却度が減少する程、あるいは所定値以下に減少した際に、前記弁孔の開口面積または絞り開度または前記弁体のリフト量を大きくすることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、
前記可変絞り弁は、前記冷媒－冷媒熱交換器よりも冷媒の流れ方向の下流側で、且つ前記冷媒蒸発器よりも冷媒の流れ方向の上流側に接続されていることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 3】

請求項 1 または請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置において、
前記冷媒－冷媒熱交換器は、前記受液器より流出して前記可変絞り弁に向かう

高圧側冷媒が流れる第 1 冷媒流路管、および前記冷媒蒸発器より流出して前記冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒が流れる第 2 冷媒流路管を有していることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置において、

前記第 1、第 2 冷媒流路管のうちの一方の冷媒流路管の外周面を他方の冷媒流路管が取り囲むように配設された 2 重管構造の冷媒－冷媒熱交換器であることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置において、

前記第 1、第 2 冷媒流路管のうちの一方の冷媒流路管の一端面に他方の冷媒流路管の他端面が密着するように配設された 2 層式の冷媒－冷媒熱交換器であることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 6】

請求項 3 ないし請求項 5 のうちのいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置において、

前記冷媒－冷媒熱交換器の第 1 冷媒流路管と前記冷媒蒸発器の入口配管とを接続する配管継ぎ手またはブロックを備え、

前記配管継ぎ手または前記ブロック内には、高圧側冷媒が流れる高圧側冷媒流路が形成されており、

前記可変絞り弁は、前記高圧側冷媒流路中に組み込まれていることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

請求項 3 ないし請求項 5 のうちのいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置において、

前記冷媒－冷媒熱交換器の第 1 冷媒流路管内には、高圧側冷媒が流れる高圧側冷媒流路が形成されており、

前記可変絞り弁は、前記高圧側冷媒流路中に組み込まれていることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 8】

請求項 3 ないし請求項 7 のうちのいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置において、

前記可変絞り弁は、前記冷媒－冷媒熱交換器の第 1 冷媒流路管より流出した冷媒の温度変化を圧力変化に変換する媒体が封入された第 1 圧力室、前記冷媒－冷媒熱交換器の第 1 冷媒流路管より流出した冷媒の高圧圧力が作用する第 2 圧力室、および前記第 1 圧力室の内部圧力と前記第 2 圧力室の内部圧力との圧力差に応じて変位するダイヤフラムを有する弁体駆動手段と、

前記弁体を閉弁方向に付勢する弁体付勢手段とを備え、

前記弁体駆動手段は、前記可変絞り弁の弁孔に流入する冷媒の過冷却度が大きくなり、前記第 1 圧力室の内部圧力が前記第 2 圧力室の内部圧力よりも下がると、前記弁体付勢手段の付勢力を伴って前記弁体を閉弁方向に駆動し、

前記可変絞り弁の弁孔に流入する冷媒の過冷却度が小さくなり、前記第 1 圧力室の内部圧力が前記第 2 圧力室の内部圧力よりも上がると、前記弁体付勢手段の付勢力に抗して前記弁体を開弁方向に駆動することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 9】

請求項 3 ないし請求項 8 のうちのいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル装置において、

車両の車室内を空調する空調ユニットを備え、

前記空調ユニットの空調ケース内には、前記可変絞り弁より流入する冷媒と空気とを熱交換させる前記冷媒蒸発器、およびエンジンを冷却する冷却水と空気とを熱交換させる温水式ヒータが配設されていることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 10】

請求項 9 に記載の冷凍サイクル装置において、

前記冷媒圧縮機より吐出された冷媒を、前記凝縮器および前記受液器を通過させた後に、前記冷媒－冷媒熱交換器の第 1 冷媒流路管、前記可変絞り弁、前記冷

媒蒸発器および前記冷媒－冷媒熱交換器の第2冷媒流路管を経て前記冷媒圧縮機に戻す第1冷凍サイクルと、

前記冷媒圧縮機より吐出された冷媒を、前記冷媒凝縮器および前記受液器を迂回させた後に、前記冷媒－冷媒熱交換器の第1冷媒流路管、前記可変絞り弁、前記冷媒蒸発器および前記冷媒－冷媒熱交換器の第2冷媒流路管を経て前記冷媒圧縮機に戻す第2冷凍サイクルと、

前記第1冷凍サイクルと前記第2冷凍サイクルとを切り替えるサイクル切替手段と

を備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、受液器より流出して可変絞り弁に向かう高圧側冷媒と冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒とを熱交換させる冷媒－冷媒熱交換器を備えた冷凍サイクル装置に関するもので、特に冷媒－冷媒熱交換器より流出する冷媒の過冷却度に応じて冷媒の循環流量を制御することが可能な冷凍サイクル装置に係わる。

【0002】

【従来の技術】

従来より、図10(a)に示したように、コンプレッサ101の吐出口より吐出されたガス冷媒を、サブクールコンデンサ102→温度作動式膨張弁104→エバポレータ105を経てコンプレッサ101の吸入口に戻すように環状に冷媒配管によって接続された冷凍サイクル装置が知られている。また、図10(b)に示したように、コンプレッサ101の吐出口より吐出されたガス冷媒を、サブクールコンデンサ102→2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器103→温度作動式膨張弁104→エバポレータ105を経てコンプレッサ101の吸入口に戻すように環状に冷媒配管によって接続された冷凍サイクル装置が提案されている（例えば、特許文献1参照）。

【0003】

なお、サブクールコンデンサ 102 は、冷媒を凝縮液化させる冷媒凝縮器 121、気液分離を行う受液器 122 および液冷媒を過冷却する過冷却器 123 等を一体化した受液器一体型冷媒凝縮器である。また、温度作動式膨張弁 104 としては、内部にエバポレータ 105 の入口側流路としての高圧側冷媒流路とエバポレータ 105 の出口側流路としての低圧側冷媒流路とが形成された直方体形状のブロックの中に膨張弁本体と感温筒 106 とを組み込んだ所謂ブロック型（ボックス型）膨張弁が用いられている。

【0004】

この冷凍サイクル装置においては、2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器 103 による熱交換、すなわち、高圧側冷媒配管（高圧側リキッドライン）の途中に接続された第 1 冷媒流路管 111 内を流れる高圧側冷媒と低圧側冷媒配管（低圧側サクション配管）の途中に接続された第 2 冷媒流路管 112 内を流れる低圧側冷媒とを熱交換させている。それによって、高圧側冷媒配管内の高圧側冷媒の熱が低圧側冷媒配管内の低圧側冷媒に吸収されることになり、サブクールコンデンサ 102 より流出した高圧側の液冷媒を更に過冷却化できる。これにより、温度作動式膨張弁 104 の弁孔への液冷媒の供給を安定化できるので、車室内の冷房性能を向上できる。

【0005】

一方、低圧側冷媒配管内の低圧側冷媒が高圧側冷媒配管内の高圧側冷媒により加熱されることになり、エバポレータ 105 より流出してコンプレッサ 101 に向かう低圧側のガス冷媒を更に過熱蒸気化できる。これにより、コンプレッサ 101 での液圧縮を防止できると共に、車室内の冷房性能を向上できる。

【0006】

【特許文献 1】

特開 2001-277842 号公報（第 1－7 頁、図 1－図 8）

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、従来の冷凍サイクル装置においては、2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器 103 とエバポレータ 105 との間に通常の温度作動式膨張弁 104 が接続

して使用されており、エバポレータ 105 の出口側の冷媒過熱度（スーパーヒート：SH）を低圧側冷媒流路内に組み込まれた感温筒 106 によって検知して温度作動式膨張弁 104 の弁孔の開口面積（弁開度）または絞り開度を調整する構造である。

【0008】

このため、2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器 103 の第2冷媒流路管 112 内には、基本的（定常状態）に過熱蒸気化されて温度の高い低圧側のガス冷媒が流れる。これにより、2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器 103 の第1冷媒流路管 111 内を流れる高圧側冷媒と第2冷媒流路管 112 内を流れる低圧側冷媒との熱交換量はそれほど大きくなく、エバポレータ 105 を通過する空気を効率良く冷却することができず、実際のところ車室内の冷房性能の向上はあまり見込めないという問題が生じている。

【0009】

【発明の目的】

本発明の目的は、受液器より流出して冷媒蒸発器に向かう高圧側冷媒と冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒とを熱交換させる冷媒－冷媒熱交換器での冷媒同士の熱交換量の向上と冷媒蒸発器の性能の向上とを両立させることのできる冷凍サイクル装置を提供することにある。また、冷媒－冷媒熱交換器および可変絞り弁を自動車等の車両に搭載する際の搭載性を向上することのできる冷凍サイクル装置を提供することにある。さらに、可変絞り弁の構造を簡素化することのできる冷凍サイクル装置を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】

請求項1に記載の発明によれば、例えば冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量が冷房負荷に対して過剰な場合には、冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒の冷媒状態が気液二相状態となり、飽和ガス状態に比べて冷媒－冷媒熱交換器での熱交換量が大きくなる。

したがって、受液器より流出して冷媒蒸発器に向かう高圧側冷媒は、冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒によって冷却されて、可変絞り弁

に流入する冷媒の過冷却度が大きくなる。

このような場合には、冷媒－冷媒熱交換器より流出する冷媒の過冷却度が増加する程、可変絞り弁の弁孔の開口面積または絞り開度または弁体のリフト量を小さくすることで、冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量が少なくなるので、冷媒蒸発器の出口側の乾き度または冷媒過熱度が適正化され、冷媒蒸発器の性能が向上する。

【0011】

また、例えば冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量が冷房負荷に対して不足している場合には、冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒の冷媒過熱度が過大となるため、冷媒－冷媒熱交換器での熱交換量が小さくなる。このとき、可変絞り弁に流入する冷媒の過冷却度が小さくなる。

このような場合には、冷媒－冷媒熱交換器より流出する冷媒の過冷却度が減少する程、可変絞り弁の弁孔の開口面積または絞り開度または弁体のリフト量を大きくすることで、冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量が多くなるので、冷媒蒸発器の出口側の乾き度または冷媒過熱度が適正化され、冷媒蒸発器の性能が向上する。

【0012】

したがって、冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量を冷媒の過冷却度に応じて調整することで、間接的に冷媒蒸発器の出口側の冷媒過熱度を制御できる。また、可変絞り弁に流入する冷媒の過冷却度が小さくなる程、冷媒蒸発器の出口側の冷媒に乾き度を持たせることができるので、受液器より流出して冷媒蒸発器に向かう高圧側冷媒と冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低圧側冷媒との熱交換量が大きくなり、高圧側冷媒が低圧側冷媒によって過冷却され易くなる。これにより、可変絞り弁に流入する冷媒の過冷却度を大きくすることができるので、冷媒蒸発器の性能の向上と冷媒－冷媒熱交換器での熱交換量の向上とを両立させることができる。

【0013】

また、可変絞り弁に流入する冷媒の過冷却度が小さくなる程、冷媒蒸発器の出口側の冷媒に乾き度を持たせることができるので、冷媒圧縮機内で発生する異音

が冷媒蒸発器へ伝わり難くなり、騒音を抑制できる。ここで、従来の技術では、通常の温度作動式膨張弁を使用しており、冷媒蒸発器の出口側の冷媒過熱度を制御するため、冷媒－冷媒熱交換器内にて高压側冷媒を低压側冷媒にて冷やす効果は少なく、冷房性能の向上が非常に小さいが、本発明の可変絞り弁を用いることで、冷房性能の向上が可能となる。

【0014】

請求項2に記載の発明によれば、冷媒－冷媒熱交換器よりも冷媒の流れ方向の下流側で、且つ冷媒蒸発器よりも冷媒の流れ方向の上流側に可変絞り弁を接続することにより、冷媒－冷媒熱交換器内で過冷却された高压側の液冷媒が可変絞り弁に供給されることになるので、気液二相状態の冷媒が弁孔に流入するものと比べて可変絞り弁内で発生する異音を抑制することができ、高压側冷媒が可変絞り弁の弁孔を通過する際に気液二相状態の冷媒を作り易く、冷媒蒸発器の性能を向上することができる。

【0015】

請求項3に記載の発明によれば、冷媒－冷媒熱交換器を、受液器より流出して可変絞り弁に向かう高压側冷媒が流れる第1冷媒流路管と、冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低压側冷媒が流れる第2冷媒流路管とによって構成したことにより、受液器より流出して冷媒蒸発器に向かう高压側冷媒と冷媒蒸発器より流出して冷媒圧縮機に向かう低压側冷媒とを熱交換させることができる。これにより、高压側冷媒の熱が低压側冷媒に吸収されることになり、受液器より流出した高压側の液冷媒を更に過冷却化できる。一方、低压側冷媒が高压側冷媒により加熱されることになり、冷媒蒸発器より流出する低压側冷媒を更に過熱蒸気化できる。

【0016】

請求項4および請求項5に記載の発明によれば、冷媒－冷媒熱交換器を、第1、第2冷媒流路管のうちの一方の冷媒流路管の外周面を他方の冷媒流路管が取り囲むように配設された2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器としたり、また、第1、第2冷媒流路管のうちの一方の冷媒流路管の一端面に他方の冷媒流路管の他端面が密着するように配設された2層式の冷媒－冷媒熱交換器としたりすることによ

り、冷媒－冷媒熱交換器の体格を小型化でき、設置箇所に冷媒－冷媒熱交換器を搭載する際の搭載性を向上できるので、自動車等の車両のエンジンルームに冷媒－冷媒熱交換器を設置する場合の設置スペースを縮小化することができる。

【0017】

請求項6に記載の発明によれば、可変絞り弁を、冷媒－冷媒熱交換器の第1冷媒流路管と冷媒蒸発器の入口配管とを接続する配管継ぎ手またはブロック内に形成される高圧側冷媒流路中に組み込むことにより、可変絞り弁の搭載性を向上することができる。また、冷媒蒸発器の出口側の過熱度を検知する感温筒を有しない構成であるため、配管継ぎ手またはブロック内には高圧側冷媒流路のみが設けられていれば、可変絞り弁が作動するので、配管継ぎ手またはブロックの構造を簡略化できる。また、可変絞り弁を高圧側冷媒流路中に組み込むことにより、外部シール構造が不要となり、構造を簡略化できる。

【0018】

請求項7に記載の発明によれば、冷媒－冷媒熱交換器の第1冷媒流路管内に形成される高圧側冷媒流路中に可変絞り弁を挿入して高圧側冷媒流路に内蔵させることにより、可変絞り弁の搭載性を向上することができる。また、可変絞り弁を高圧側冷媒流路中に組み込むことにより、外部シール構造が不要となり、構造を簡略化できる。

【0019】

請求項8に記載の発明によれば、冷媒－冷媒熱交換器の第1冷媒流路管より流出して可変絞り弁の弁孔に流入する冷媒の過冷却度が大きくなり、第1圧力室の内部圧力が第2圧力室の内部圧力よりも下がると、ダイヤフラムが変位して弁体付勢手段の付勢力を伴って弁体を閉弁方向に駆動することにより、冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量が減少するので、冷媒蒸発器の出口側の冷媒過熱度が大きくなる。

また、冷媒－冷媒熱交換器の第1冷媒流路管より流出して可変絞り弁の弁孔に流入する冷媒の過冷却度が小さくなり、第1圧力室の内部圧力が第2圧力室の内部圧力よりも上がると、弁体付勢手段の付勢力に抗してダイヤフラムが変位して弁体を開弁方向に駆動することにより、冷凍サイクル装置を循環する冷媒循環量

が増加するので、冷媒蒸発器の出口側の冷媒過熱度が小さくなる。

【0020】

請求項9および請求項10に記載の発明によれば、サイクル切替手段によって第1冷凍サイクルから第2冷凍サイクルに切り替えると、冷媒圧縮機より吐出された高温、高圧側冷媒が、冷媒凝縮器および受液器を迂回した後に、冷媒-冷媒熱交換器の第1冷媒流路管、可変絞り弁を経て冷媒蒸発器に流入する。そして、冷媒蒸発器にて空調ユニットの空調ケース内を流れる空気と減圧後の冷媒（ホットガス）とを熱交換させることで、空調ケース内を流れる空気を加熱することにより、エンジン始動時またはエンジン始動直後の温水式ヒータの暖房能力を補助することができる。

【0021】

【発明の実施の形態】

〔第1実施形態の構成〕

図1ないし図6は本発明の第1実施形態を示したもので、図1は車両用空調装置の冷凍サイクルを示した図で、図2は車両用空調装置の空調ユニットを示した図である。

【0022】

本実施形態の車両用空調装置は、内燃機関（以下エンジンと呼ぶ）Eを搭載する自動車等の車両の車室内を空調する空調ユニット1における各空調状態可変手段（アクチュエータ）を、空調制御装置（以下エアコンECUと言う）によって制御するように構成されたオートエアコンである。

【0023】

空調ユニット1は、車両の車室内前方側に設置されて、内部に空気通路を形成する空調ケース2を備えている。この空調ケース2の最も空気の流れ方向の上流側には、車室外空気（外気）を導入するための外気吸込口11、および車室内空気（内気）を導入するための内気吸込口12が形成された内外気切替箱と、この内外気切替箱内に収容されて、外気吸込口11と内気吸込口12とを選択的に開閉するための内外気切替ドア13とが設けられ、これらよりも空気の流れ方向の下流側には、車室内に導かれる空気の風量を調節する遠心式送風機が設けられて

いる。

【0024】

内外気切替ドア13は、例えばサーボモータ等のアクチュエータ（図示せず）によって駆動されて、吸込口モードを少なくとも外気導入（F R S）モードと内気循環（R E C）モードとに切り替える。

遠心式送風機は、空調ケース2に一体的に設けられたスクロールケーシングと、ブロワ駆動回路（図示せず）により印可電圧（ブロワ制御電圧）が制御されて回転速度が変更されるブロワモータ19と、このブロワモータ19により回転駆動される遠心式ファン20とから構成されている。

【0025】

また、空調ケース2の最も空気の流れ方向の下流側には、車両のフロントウインドの内面に空気を吹き出すためのデフロスタ（D E F）吹出口14、車両乗員の上半身（例えば頭胸部）に向けて空調空気を吹き出すためのフェイス（F A C E）吹出口15、車両乗員の下半身（例えば足元部）に向けて空調空気を吹き出すためのフット（F O O T）吹出口16、およびこれらの各吹出口を選択的に開閉するための吹出口切替ドア17、18が設けられている。

【0026】

吹出口切替ドア17、18は、例えばサーボモータ等のアクチュエータ（図示せず）によって駆動されて、吹出口モードを少なくともフェイス（F A C E）モードとバイレベル（B / L）モードとフット（F O O T）モードとフット・デフ（F / D）モードとデフロスタ（D E F）モードとに切り替える。

【0027】

次に、複数個の吹出口切替ドア17、18よりも空気の流れ方向の上流側には、エバポレータ7を通過した空気を再加熱する温水式ヒータ（ヒータコア）8が空調ケース2内の通風路の一部を塞ぐように設置されている。温水式ヒータ8は、エンジンEにより駆動されるウォータポンプ22により冷却水の循環流が発生する冷却水循環回路の途中に設置されている。そして、温水式ヒータ8は、冷却水循環回路に設置された温水弁23が開弁すると内部にエンジンEの排熱を吸収した冷却水が還流し、この冷却水を暖房用熱源として利用する。これにより、温

水式ヒータ 8 は、空調ケース 2 内を通過する空気を冷却水と熱交換して加熱する加熱用熱交換器を構成する。

【0028】

そして、温水式ヒータ 8 には、温水式ヒータ 8 を通過する空気量と温水式ヒータ 8 を迂回する空気量とを調節して、車室内に吹き出す空気の吹出温度を制御するためのエアミックスドア 24 が取り付けられている。このエアミックスドア 24 は、例えばサーボモータ等のアクチュエータ（図示せず）によって駆動される。次に、遠心式送風機と温水式ヒータ 8 との間には、車両に搭載された冷凍サイクルの一構成部品を成すエバポレータ 7 が空調ケース 2 内の通風路全面を塞ぐように設置されている。

【0029】

本実施形態のエバポレータ 7 は、冷凍サイクルの逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 を通過する際に断熱膨張された気液二相状態の冷媒を蒸発気化させる冷媒蒸発器である。そして、エバポレータ 7 は、空調ケース 2 内を通過する空気を冷媒と熱交換して冷却する冷却用熱交換器を構成する。エバポレータ 7 は、図 1 および図 3 に示したように、逆サブクール制御弁 6 を内蔵する直方体形状のブロックジョイント 9 内に形成される第 1 冷媒流路 25 に入口配管 35 を介して接続する入口側タンク部、ブロックジョイント 9 内に形成される第 2 冷媒流路 26 に出口配管 36 を介して接続する出口側タンク部、および入口側タンク部と出口側タンク部とを接続する U 字状の冷媒蒸発流路を形成する一対の成形プレートとコルゲートフィンとを交互に積層した積層型熱交換器である。

【0030】

上記の冷凍サイクルは、自動車等の車両に搭載されており、コンプレッサ（冷媒圧縮機）3、サブクールコンデンサ 4、冷媒-冷媒熱交換器 5、逆サブクール制御弁（可変絞り弁）6、エバポレータ（冷媒蒸発器）7 およびこれらを環状に接続する冷媒配管等から構成されている。コンプレッサ 3 は、吸入口から吸入した冷媒を圧縮して吐出口より吐出する冷媒圧縮機で、電磁クラッチ（図示せず）を介してエンジン E の出力軸に連結されている。電磁クラッチは、エンジン E からコンプレッサ 3 への動力の伝達を遮断するものである。なお、コンプレッサ 3

の駆動軸を電動モータによって回転駆動するようにしても良い。

【0031】

サブクールコンデンサ 4 は、図 1 および図 6 (b) に示したように、高圧側冷媒配管 33 を介してコンプレッサ 3 の吐出口に接続する第 1 ヘッド 41 と、高圧側冷媒配管 34 を介して冷媒-冷媒熱交換器 5 の入口部に接続する第 2 ヘッド 42 と、これらの第 1、第 2 ヘッド 41、42 間に接続された複数のチューブ 43、44 およびフィン (図示せず) と、第 1 ヘッド 41 の背壁面に接合されたレシーバ 45 とから構成されている。

【0032】

第 1 ヘッド 41 内は、複数の仕切り壁 (図示せず) によって入口側タンク室、出口側タンク室、入口側タンク室 (いずれも図示せず) に区画されており、第 2 ヘッド 42 内は 1 つの仕切り壁 (図示せず) によって中間タンク室、出口側タンク室 (図示せず) に区画されている。そして、第 1 ヘッド 41 の入口側タンク室、出口側タンク室と第 2 ヘッド 42 の中間タンク室との間に接続された複数のチューブ 43 および複数のフィンによって、コンプレッサ 3 の吐出口より吐出された冷媒を車室外空気 (外気) と熱交換させて凝縮液化させる冷媒凝縮器 46 が構成されている。

【0033】

また、第 1 ヘッド 41 の入口側タンク室と第 2 ヘッド 42 の出口側タンク室との間に接続された複数のチューブ 43 および複数のフィンによって、レシーバ 45 より流出した液冷媒を外気と熱交換させて過冷却させる過冷却器 (サブクーラとも言う) 47 が構成されている。なお、レシーバ 45 は、冷媒凝縮器 46 にて凝縮液化された冷媒を気液分離して、液冷媒のみが過冷却器 47 側に流出する受液器である。

【0034】

冷媒-冷媒熱交換器 5 は、図 3 および図 4 (a)、(b) に示したように、高圧側冷媒配管 (高圧側リキッドライン) 34 の途中で液密的に接続された第 1 冷媒流路管 51 内を流れる高圧側冷媒と低圧側冷媒配管 (低圧側サクション配管) 37 の途中で液密的に接続された第 2 冷媒流路管 52 内を流れる低圧側冷媒とを

熱交換させる熱交換器である。なお、第1冷媒流路管51内には、ブロックジョイント9内に形成される第1冷媒流路25に連通する第1冷媒熱交換流路53が形成され、また、第2冷媒流路管52内には、ブロックジョイント9内に形成される第2冷媒流路26に連通する第2冷媒熱交換流路54が形成されている。

【0035】

この冷媒-冷媒熱交換器5においては、第1冷媒流路管51と第2冷媒流路管52とが内部を流れる冷媒同士が熱交換可能に近接配置されている。具体的には、冷媒-冷媒熱交換器5は、円形状の断面を有する第1冷媒流路管51の周囲を、円環形状の断面を有する第2冷媒流路管52が取り囲むように2重管構造の冷媒-冷媒熱交換器とされて、冷媒-冷媒熱交換器5の内側の第1冷媒熱交換流路53内を過冷却器47より流出して逆サブクール制御弁6に向かう高圧側冷媒が流れ、冷媒-冷媒熱交換器5の外側の第2冷媒熱交換流路54内をエバポレータ7より流出してコンプレッサ3に向かう低圧側冷媒が対向して流れて、冷媒同士が熱交換が行われる。

【0036】

逆サブクール制御弁6は、図3および図5に示したように、冷媒-冷媒熱交換器5の端末接合部に接合された直方体形状のブロックジョイント（コネクタ）9の第1冷媒流路25内に収容保持されている。また、ブロックジョイント9内には、第1冷媒流路25にブロックジョイント9の隔壁部を隔てて第2冷媒流路26が形成されている。

【0037】

そして、第1冷媒流路25は、逆サブクール制御弁6の絞り孔67よりも冷媒の流れ方向の上流側が高圧側冷媒流路55とされ、また、逆サブクール制御弁6の絞り孔67よりも冷媒の流れ方向の下流側が低圧側冷媒流路56とされている。高圧側冷媒流路55の図示下端側は、外部に開放された開口部57とされており、その開口部は蓋状体58によって閉塞されている。そして、蓋状体58の外周面とブロックジョイント9の開口部57の内壁面との間には、冷媒の漏洩を防止するためのOリング59が装着されている。

【0038】

ここで、ブロックジョイント 9 は、例えば金属材料によって所定の形状に一体的に形成されて、冷媒-冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 5 1 とエバポレータ 7 の入口配管 3 5 を液密的に接続すると共に、冷媒-冷媒熱交換器 5 の第 2 冷媒流路管 5 2 とエバポレータ 7 の出口配管 3 6 とを液密的に接続する配管継ぎ手である。また、ブロックジョイント 9 の外壁面、つまり第 1 冷媒流路 2 5 の低圧側冷媒流路 5 6 の下流端の開口部、および第 2 冷媒流路 2 6 の上流端の開口部には、エバポレータ 7 の入口配管 3 5 に接続する円管形状の第 1 スリーブニップル 6 1、およびエバポレータ 7 の出口配管 3 6 に接続する円管形状の第 2 スリーブニップル 6 2 が溶接等の手段を用いて接合されている。なお、第 1、第 2 スリーブニップル 6 1、6 2 は、ブロックジョイント 9 と一体化しても良い。

【0039】

なお、第 1 スリーブニップル 6 1 の外周面と入口配管 3 5 の内周面との間には、冷媒の漏洩を防止するための O リング 6 3 が装着されており、また、第 2 スリーブニップル 6 2 の外周面と出口配管 3 6 の内周面との間には、冷媒の漏洩を防止するための O リング 6 4 が装着されている。また、第 1 スリーブニップル 6 1 内には、ブロックジョイント 9 内の第 1 冷媒流路 2 5 を介して冷媒-冷媒熱交換器 5 の内側の第 1 冷媒熱交換流路 5 3 とエバポレータ 7 の出口配管 3 6 とを連通する丸穴形状の第 1 連通路 6 5 が形成されている。また、第 2 スリーブニップル 6 2 内には、ブロックジョイント 9 内の第 2 冷媒流路 2 6 を介してエバポレータ 7 の入口配管 3 5 と冷媒-冷媒熱交換器 5 の外側の第 2 冷媒熱交換流路 5 4 とを連通する丸穴形状の第 2 連通路 6 6 が形成されている。

【0040】

本実施形態の逆サブクール制御弁 6 は、本発明の可変絞り弁に相当するもので、通過する液冷媒を断熱膨張させて気液二相状態の冷媒とするための絞り孔（弁孔）6 7 を有するバルブハウジング 6 8 と、絞り孔 6 7 の開口面積または絞り開度を調整するバルブ（弁体）6 9 と、高圧側冷媒流路 5 5 内に流入する冷媒の高圧圧力または冷媒温度または冷媒過冷却度（サブクール：SC）に応じてバルブ 6 9 を開弁方向に駆動する弁体駆動手段と、バルブ 6 9 を閉弁方向に付勢する弁体付勢手段とを備えている。

【0041】

バルブハウジング68は、略円管形状に形成されており、ブロックジョイント9の高圧側冷媒流路55と低圧側冷媒流路56との区画する隔壁部の内壁面に液密的に組み付けられている。このバルブハウジング68の外周部には、高圧側冷媒流路55から絞り孔67内に液冷媒を流入させるための冷媒流入口71、および絞り孔67を通過した気液二相状態の冷媒を低圧側冷媒流路56内に流出させるための冷媒流出口72が形成されている。

【0042】

バルブハウジング68の外周面とブロックジョイント9の隔壁部の内壁面との間には、逆サブクール制御弁6の絞り孔67を迂回して高圧側冷媒流路55から低圧側冷媒流路56へ直接冷媒が流入するのを防止するためのＯリング73が装着されている。なお、バルブハウジング68の一端側（図示上端側）の開口部には、バルブ69の開弁圧力を調整するための調整ねじ74が開口部に形成された内周ねじ部（図示せず）に締め付けられている。また、バルブハウジング68の他端側（図示下端側）の開口部には、弁体駆動手段を構成するダイヤフラム75を内蔵するダイヤフラムケース76が固定されている。

【0043】

本実施形態の逆サブクール制御弁6は、冷媒－冷媒熱交換器5で熱交換された後のブロックジョイント9の第1冷媒流路25内に収容保持されている。すなわち、ブロックジョイント9の第1冷媒流路25内に開口部57から逆サブクール制御弁6を挿入し、その開口部57を蓋状体58にてＯリング59を介して外部との気密を保つと共に、バルブハウジング68の外周部に形成される段差部を、ブロックジョイント9の隔壁部に押し付けて固定している。ここで、蓋状体58の固定方法は、蓋状体58の外周に設けた外周ねじ部により開口部57の内周に設けた内周ねじ部に蓋状体58を締め付けて固定する。なお、蓋状体58をブロックジョイント9にサークリップ等の固定手段を用いて固定するようにしても良い。

【0044】

ここで、本実施形態の弁体付勢手段としては、バルブハウジング68内の低圧

側冷媒通路 3 8 内に収容されたコイル状のリターンスプリング（以下スプリングと略す） 7 7 が使用されている。なお、スプリング 7 7 の一端側（図示上端側）は、調整ねじ 7 4 に係止または保持され、また、スプリング 7 7 の他端側（図示下端側）は、バルブ 6 9 に連結または当接したスプリング支持部材 7 8 に係止または保持されている。

【 0 0 4 5 】

また、本実施形態の弁体駆動手段は、第 1 圧力室 3 1 の内部圧力と第 2 圧力室 3 2 の内部圧力との圧力差に応じて図示上下方向に変位するダイヤフラム 7 5、およびこのダイヤフラム 7 5 の変位をバルブ 6 9 に伝える作動棒（棒状体） 7 9 等から構成されている。ダイヤフラム 7 5 は、上述したように、ダイヤフラムケース 7 6 に内蔵されている。このダイヤフラムケース 7 6 の内部空間は、ダイヤフラム 7 5 によって第 1 圧力室 3 1 と第 2 圧力室 3 2 とに区画されている。

【 0 0 4 6 】

ダイヤフラム 7 5 よりも一端側（図示下方側）に形成される第 1 圧力室 3 1 内には、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 5 1 より流出して第 1 冷媒流路 2 5 の高圧側冷媒流路 5 5 内に流入した冷媒の温度変化を圧力変化に変換する媒体（例えばガス冷媒）が封入されている。また、ダイヤフラム 7 5 よりも他端側（図示上方側）に形成される第 2 圧力室 3 2 内には、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 5 1 より流出して第 1 冷媒流路 2 5 の高圧側冷媒流路 5 5 からバルブハウジング 6 8 内の高圧側冷媒通路 3 9 内に流入した冷媒の高圧圧力が作用するように構成されている。つまり、第 2 圧力室 3 2 と高圧側冷媒通路 3 9 とは連通している。

【 0 0 4 7 】

逆サブクール制御弁 6 は、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 5 1 より流出して逆サブクール制御弁 6 の第 1 圧力室 3 1 の周囲の高圧側冷媒流路 5 5 内に流入するサブクール（S C o u t）が大きくなり、第 1 圧力室 3 1 の内部圧力が第 2 圧力室 3 2 の内部圧力よりも下がると、スプリング 7 7 の付勢力を伴ってバルブ 6 9 を閉弁方向に駆動するようにダイヤフラム 7 5 および作動棒 7 9 が図示下方に変位するように構成されている。

【0048】

また、逆サブクール制御弁6は、冷媒-冷媒熱交換器5の第1冷媒流路管51より流出して逆サブクール制御弁6の第1圧力室31の周囲の高圧側冷媒流路55内に流入するサブクール（S C o u t）が小さくなり、第1圧力室31の内部圧力が第2圧力室32の内部圧力よりも上がると、スプリング77の付勢力に抗してバルブ69を開弁方向に駆動するようにダイヤフラム75および作動棒79が図示上方に変位するように構成されている。

【0049】

[第1実施形態の作用]

次に、本実施形態の車両用空調装置の冷凍サイクルの作用を図1ないし図6に基づいて簡単に説明する。ここで、図6（a）は冷凍サイクルの冷媒回路の冷媒の状態点をモリエル線図上に描いたもので、図6（b）の冷凍サイクルの冷媒回路上の冷媒の状態点a～gが図6（a）のモリエル線図上のa～gに対応する。

【0050】

自動車等の車両の車室内を冷房する際には、例えば図2に示したように、内外気切替ドア13によって、吸込口モードが外気吸込口11を全開し、且つ内気吸込口12を全閉する外気導入（F R S）モードに切り替えられ、また、吹出口切替ドア17、18によって、吹出口モードがF A C E吹出口15を全開し、且つD E F吹出口14およびF O O T吹出口16を全閉するフェイス（F A C E）モードに切り替えられる。このとき、エアミックスドア24は、車両乗員によって設定される設定温度に応じた吹出温度となるように所定の開度だけ開かれる。

【0051】

自動車等の車両に搭載されたエンジンE等によってコンプレッサ3が回転駆動されると、冷凍サイクル中を冷媒が循環する。そして、冷凍サイクルのコンプレッサ3で圧縮され、吐出口より吐出された高圧側のガス冷媒（状態点a）は、サブクールコンデンサ4の冷媒凝縮器46内に流入する。この冷媒凝縮器46内に流入した高圧側のガス冷媒は、冷媒凝縮器46を通過する際に室外空気に熱を奪われて冷却され、凝縮液化される。

【0052】

その後に、冷媒凝縮器 4 6 より流出した高圧側の冷媒は、レシーバ 4 5 内に流入して、気液分離されて（状態点 b）、液冷媒のみが過冷却器 4 7 内に流入する。この過冷却器 4 7 内に流入した液冷媒は、過冷却器 4 7 を通過する際に車室外空気に熱を奪われて更に冷却され、過冷却される（状態点 c）。その後に、過冷却器 4 7 より流出した高圧側冷媒は、図 4 にも示したように、冷媒－冷媒熱交換器 5 の内側の第 1 冷媒流路管 5 1 内に形成される第 1 冷媒熱交換流路 5 3 内に流入する（SCin）。

【0053】

なお、本実施形態の冷媒－冷媒熱交換器 5 は、内側の第 1 冷媒熱交換流路 5 3 を過冷却器 4 7 より流出して逆サブクール制御弁 6 に向かう高圧側冷媒が流れ、外側の第 2 冷媒熱交換流路 5 4 をエバポレータ 7 より流出してコンプレッサ 3 に向かう低圧側冷媒が対向して流れて冷媒同士の熱交換が行われるように 2 重管構造とされている。このため、内側の第 1 冷媒熱交換流路 5 3 内に流入した高圧側の液冷媒は、外側の第 2 冷媒熱交換流路 5 4 内を流れる低圧側冷媒と熱交換して更に過冷却され、液単相状態の高圧側冷媒となる（SCout、状態点 d）。

【0054】

その後に、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 5 1 の第 1 冷媒熱交換流路 5 3 より流出してブロックジョイント 9 の第 1 冷媒流路 2 5 の高圧側冷媒流路 5 5 内に流入した高圧側冷媒は、図 3 および図 5 に示したように、逆サブクール制御弁 6 のバルブハウジング 6 8 の冷媒流入口 7 1 から高圧側冷媒通路 3 9 内に流入して逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 6 7 を通過する。そして、絞り孔 6 7 を通過する際に急激に断熱膨張されてガス冷媒と液冷媒との気液二相状態の冷媒となって（状態点 e）、低圧側冷媒通路 3 8 内に流入する。その後に、バルブハウジング 6 8 の冷媒流出口 7 2 からブロックジョイント 9 の第 1 冷媒流路 2 5 の低圧側冷媒流路 5 6 内に流入した低圧側冷媒は、第 1 スリーブニップル 6 1 の第 1 連通路 6 5 を通ってエバポレータ 7 の入口配管 3 5 内に流入する。

【0055】

その後に、入口配管 3 5 内に流入した低圧側冷媒は、エバポレータ 7 の入口側タンク部内に流入し、複数の U 字状の冷媒蒸発流路内に流入する。その後に、エ

エバポレータ 7 の冷媒蒸発流路内に流入した冷媒は、冷媒蒸発流路を通過する際に、空調ケース 2 内を流れる車室外空気と熱交換されて蒸発気化される。なお、本実施形態では、後述するように、冷媒-冷媒熱交換器 5 の外側の第 2 冷媒流路管 5 2 に形成される第 2 冷媒熱交換流路 5 4 内で冷媒過熱度（スーパーヒート：SH）を得るようにしているので、エバポレータ 7 の出口側で冷媒を過熱蒸気になるまで蒸発気化させないようにする（SH_{in}、状態点 f）。

【0056】

その後に、エバポレータ 7 の冷媒蒸発流路を流出した低圧側冷媒は、出口側タンク部内に流入して出口配管 3 6 を通って第 2 スリーブニップル 6 2 の第 2 連通路 6 6 からブロックジョイント 9 の第 2 冷媒流路 2 6 内に流入する。その後に、第 2 冷媒流路 2 6 内に流入した低圧側の気液二相状態の冷媒は、図 3 および図 4 に示したように、冷媒-冷媒熱交換器 5 の外側の第 2 冷媒流路管 5 2 に形成される第 2 冷媒熱交換流路 5 4 内に流入する。その後に、外側の第 2 冷媒熱交換流路 5 4 内に流入した低圧側冷媒は、内側の第 1 冷媒熱交換流路 5 3 内を流れる高圧側冷媒と熱交換して加熱され、図 4 に示したように、ガス単相状態の低圧側冷媒（過熱蒸気）となる（SH_{out}、状態点 g）。そして、過熱蒸気となった低圧側のガス冷媒は、コンプレッサ 3 の吸入口に吸入される。

【0057】

一方、遠心式送風機の遠心式ファン 20 の回転により空調ケース 2 内に吸引された暖かい空気は、エバポレータ 7 を通過する際に低温の冷媒に熱を奪われて冷却されて冷風となる。この冷風は、エアミックスドア 24 のドア開度に応じた快適な吹出温度の空調風となった後に、例えばFACE吹出口 15 より車室内に吹き出されることで、自動車等の車両の車室内の冷房が成される。

【0058】

ここで、本実施形態の冷凍サイクルでは、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 6 7 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクールが大きくなると、逆サブクール制御弁 6 のバルブ 6 9 の弁開度を小さくし、また、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 6 7 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクールが小さくなると、逆サブクール制御弁 6 のバルブ 6 9 の弁開度を大きくして、冷凍サイクル中を循環する冷媒循環

量を調整すると共に、これによってエバポレータ 7 の性能、特にエバポレータ 7 の出口側のスーパーヒート (SH) を、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール (SC) にフィードバックされるように構成されている。

【0059】

具体的には、冷凍サイクルを循環する冷媒循環量が冷房負荷に対して過剰な場合には、エバポレータ 7 より流出してコンプレッサ 3 に向かう低圧側冷媒の冷媒状態が気液二相状態となり、冷媒-冷媒熱交換器 5 での熱交換量が大きくなる。このとき、低圧側冷媒が高圧側冷媒により加熱されて、コンプレッサ 3 に吸入される冷媒過熱度が大きくなる。一方、高圧側冷媒は低圧側冷媒によって冷却されて、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール (SC) が大きくなる。

【0060】

ここで、逆サブクール制御弁 6 は、ダイヤフラム 75 の図示下方側の第 1 圧力室 31 内には冷媒ガス等の媒体が封入されており、ブロックジョイント 9 の第 1 冷媒流路 25 の高圧側冷媒流路 55 内に流入した高圧側冷媒の冷媒温度により飽和圧力が変化するように構成されており、また、ダイヤフラム 75 の図示上方側の第 2 圧力室 32 内には逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 に流入する高圧側冷媒の高圧圧力がかかる。そして、逆サブクール制御弁 6 の図示上方には、スプリング 77 および調整ねじ 74 を設定し、ダイヤフラム 75 による荷重に対抗する荷重を与えてバルブ 69 の弁開度をサブクールにより制御可能となるように構成している。

【0061】

したがって、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール (SC) が大きくなると、第 1 圧力室 31 の内部圧力が第 2 圧力室 32 の内部圧力よりも下がり、ダイヤフラム 75 および作動棒 79 が図示下方側に変位することで、逆サブクール制御弁 6 のバルブ 69 の弁開度が閉弁方向に駆動されて、絞り孔 67 が閉じ気味となる。すなわち、サブクール (SC) が大きくなる程、逆サブクール制御弁 6 のバルブ 69 の弁開度が小さくなるので、冷

凍サイクルを循環する冷媒循環量が少なくなる。これにより、冷凍サイクル中を循環する冷媒の循環量が適正化されるため、冷房性能が向上する。

【0062】

また、冷凍サイクルを循環する冷媒循環量が冷房負荷に対して不足している場合には、エバポレータ7より流出してコンプレッサ3に向かう低圧側冷媒のスーパーヒート（SH）が過大となるため、冷媒-冷媒熱交換器5での熱交換量が小さくなる。このとき、逆サブクール制御弁6の絞り孔67よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）が小さくなる。

【0063】

したがって、逆サブクール制御弁6の絞り孔67よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）が小さくなると、第1圧力室31の内部圧力が第2圧力室32の内部圧力よりも上がり、ダイヤフラム75および作動棒79が図示上方側に変位することで、逆サブクール制御弁6のバルブ69の弁開度が開弁方向に駆動されて、絞り孔67が開き気味となる。すなわち、サブクール（SC）が小さくなる程、逆サブクール制御弁6のバルブ69の弁開度が大きくなるので、冷凍サイクルを循環する冷媒循環量が多くなる。これにより、エバポレータ7の出口側のスーパーヒート（SH）が小さくなり、冷媒-冷媒熱交換器5での内側の第1冷媒熱交換流路53内を流れる高圧冷媒と外側の第2冷媒熱交換流路54内を流れる低圧側冷媒との熱交換量が向上する。

【0064】

[第1実施形態の効果]

以上のように、本実施形態の車両用空調装置の冷凍サイクルにおいては、サブクールコンデンサ4の過冷却器47より流出してエバポレータ7に向かう高圧側の液冷媒とエバポレータ7より流出してコンプレッサ3に向かう気液二相状態の低圧側冷媒とを2重管構造の冷媒-冷媒熱交換器5にて熱交換させることで、エバポレータ7の性能、特にエバポレータ7の出口側のスーパーヒート（SH）および乾き度を逆サブクール制御弁6の絞り孔67よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）にフィードバックできる。すなわち、冷凍サイクルを循環する冷媒循環量をサブクール（SC）に応じて調整することで、間接的にエバポ

レータ 7 の出口側のスーパーヒート（SH）および乾き度を制御することができる。これにより、エバポレータ 7 の空気冷却性能、つまり車室内の冷房性能を向上することができる。

【0065】

また、絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側の冷媒状態のみでバルブ 69、ダイヤフラム 75 および作動棒 79 が作動するように逆サブクール制御弁 6 が構成されているため、従来の温度作動式膨張弁 104 よりも構造を簡素化することができる。従来の温度作動式膨張弁 104 では、高圧側冷媒流路と低圧側冷媒流路とをブロック内に形成する必要があるが、本実施形態の逆サブクール制御弁 6 では、エバポレータ 7 の出口側のスーパーヒート（SH）を検知する感温筒 106 を有しない構成であるため、ブロックジョイント 9 内には少なくとも第 1 冷媒流路 25 の高圧側冷媒流路 55 のみが設けられていれば、逆サブクール制御弁 6 が作動可能となる。また、逆サブクール制御弁 6 を第 1 冷媒流路 25 の高圧側冷媒流路 55 中に挿入することにより、逆サブクール制御弁 6 と外部との間の冷媒の漏洩を防止するための外部シール構造が不要となるので、更に逆サブクール制御弁 6 の構造を簡略化できる。

【0066】

また、温度作動式膨張弁 104 では、冷凍サイクルを循環する冷媒循環量を調整してエバポレータ 105 の出口側のスーパーヒート（SH）を制御するものであるから、エバポレータ 105 の冷媒蒸発通路にスーパーヒート領域を持たせることが必要となり、エバポレータ 105 の性能を最大に利用することができないが、本実施形態の冷凍サイクルでは、エバポレータ 7 の出口側の冷媒状態をサブクール量により任意に調整することができる。これにより、エバポレータ 7 の空気冷却性能、つまり車室内の冷房性能を向上することができる。

【0067】

また、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）が小さくなる程、エバポレータ 7 の出口側の冷媒に乾き度を持たせることができるので、サブクールコンデンサ 4 の過冷却器 47 より流出してエバポレータ 7 に向かう高圧側の液冷媒とエバポレータ 7 より流出してコンプレ

ッサ 3 に向かう気液二相状態の低圧側冷媒との熱交換量が大きくなり、高圧側冷媒が低圧側冷媒によって過冷却され易く、低圧側冷媒が高圧側冷媒によって過熱され易くなる。これにより、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）を大きくすることができるので、エバポレータ 7 の性能の向上と冷媒－冷媒熱交換器 5 での熱交換量の向上とを両立させることができる。

【0068】

また、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）が小さくなる程、エバポレータ 7 の出口側の冷媒に乾き度を持たせることができるので、コンプレッサ 3 内で発生する異音がエバポレータ 7 へ伝わり難くなり、空調ケース 2 内に設置されたエバポレータ 7 から車室内へ伝波する騒音や振動を抑制できる。また、逆サブクール制御弁 6 を、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 51 とエバポレータ 7 の入口配管 35 とを接続するブロックジョイント 9 内に形成される第 1 冷媒流路 25 の高圧側冷媒流路 55 中に組み込むことにより、逆サブクール制御弁 6 をブロックジョイント 9 の外部に設置するものと比較して、逆サブクール制御弁 6 の車両への搭載性を向上することができる。

【0069】

また、冷媒－冷媒熱交換器 5 よりも冷媒の流れ方向の下流側で、且つエバポレータ 7 よりも冷媒の流れ方向の上流側に逆サブクール制御弁 6 を接続することにより、冷媒－冷媒熱交換器 5 内で過冷却された高圧側の液冷媒が逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 に供給されることになるので、気液二相状態の冷媒が絞り孔 67 に流入するものと比べて逆サブクール制御弁 6 内で発生する異音を抑制することができ、高圧側冷媒が逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 67 を通過する際に気液二相状態の冷媒を作り易く、エバポレータ 7 の空気冷却性能、つまり車室内の冷房性能を向上することができる。

【0070】

本実施形態では、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 51 と第 2 冷媒流路管 52 とが内部を流れる冷媒同士が熱交換可能に近接配置されている。具体的に

は、円形状の断面を有する第1冷媒流路管51の周囲を、円環形状の断面を有する第2冷媒流路管52が取り囲むように2重管構造の冷媒-冷媒熱交換器5とすることにより、冷媒-冷媒熱交換器5の体格を小型化でき、設置箇所に冷媒-冷媒熱交換器5を搭載する際の搭載性を向上できるので、自動車等の車両のエンジンルームに冷媒-冷媒熱交換器5を設置する場合の設置スペースを縮小化することができる。

【0071】

[第2実施形態の構成]

図7および図8は本発明の第2実施形態を示したもので、図7は車両用空調装置の冷凍サイクルを示した図で、図8は車両用空調装置の空調ユニットを示した図である。

【0072】

本実施形態の車両用空調装置の冷凍サイクルは、通常の冷房サイクルと、ホットガスサイクルと、通常の冷房サイクルとホットガスサイクルとを切り替える切替用電磁弁10とを備えている。なお、50はサブクールコンデンサ4の冷媒の流れ方向の下流側と切替用電磁弁10の冷媒の流れ方向の上流側との間に接続した逆止弁である。この逆止弁50を切替用電磁弁10に一体的に内蔵しても良い。

【0073】

通常の冷房サイクルとは、コンプレッサ3の吐出口より吐出された高圧側のガス冷媒を、サブクールコンデンサ4（冷媒凝縮器46→レシーバ45→過冷却器47）→冷媒-冷媒熱交換器5の第1冷媒流路管51→逆サブクール制御弁6→エバポレータ7→冷媒-冷媒熱交換器5の第2冷媒流路管52→アキュムレータ21を経て、コンプレッサ3の吸入口に戻すようにした冷媒回路（第1冷凍サイクル）である。

【0074】

また、ホットガスサイクルとは、コンプレッサ3の吐出口より吐出された高圧側のガス冷媒を、サブクールコンデンサ4を迂回させて、冷媒-冷媒熱交換器5の第1冷媒流路管51→逆サブクール制御弁6→エバポレータ7→冷媒-冷媒熱

交換器 5 の第 2 冷媒流路管 52 → アキュムレータ 21 を経て、コンプレッサ 3 の吸入口に戻すようにした冷媒回路（第 2 冷凍サイクル）である。

切替用電磁弁 10 は、仮にエアミックスドア 24 の開度が MAX・HOT 時、外気温度、エンジン冷却水温、エバポレータ 7 に吸い込まれる吸込空気温度、エバポレータ 7 の下流直後の空気温度が所定値以下に低い時に、通常の冷房サイクルからホットガスサイクルに切り替えるサイクル切替手段である。

【0075】

ここで、図 9 は車両用空調装置の冷凍サイクルの比較例を示した図である。この冷凍サイクルには、通常の冷房サイクルからホットガスサイクルに切り替える切替用電磁弁 107 と、温度作動式膨張弁 104 とが設置されている。なお、温度作動式膨張弁 104 としては、直方体形状のブロックの中に膨張弁本体と感温筒 106 とを組み込んだ所謂ブロック型（ボックス型）膨張弁が用いられている。また、108 は逆止弁で、109 はアキュムレータである。また、113 はバイパス配管 110 中に設けられて、ホットガスサイクル時にエバポレータ 105 に向かう冷媒を減圧する、例えば $\phi 2.5$ mm 程度の固定絞りである。ここで、逆止弁 108 および固定絞り 113 を切替用電磁弁 107 に一体的に内蔵しても良い。

【0076】

[第 2 実施形態の特徴]

自動車等の車両の車室内を冷房する際には、例えば図 7 に示したように、内外気切替ドア 13 によって、吸込口モードが外気吸込口 11 を全開し、且つ内気吸込口 12 を全閉する外気導入（FRS）モードに切り替えられ、また、吹出口切替ドア 17、18 によって、吹出口モードが FOOT 吹出口 16 を全開し、且つ DEF 吹出口 14 および FACE 吹出口 15 を全閉するフット（FOOT）モードに切り替えられる。このとき、エアミックスドア 24 は、車両乗員によって設定される設定温度に応じた吹出温度となるように所定の開度（例えば MAX・HOT）だけ開かれる。

【0077】

一方、冷凍サイクルにおいては、切替用電磁弁 10 によって通常の冷房サイク

ルからホットガスサイクルに切り替えることにより、コンプレッサ 3 より吐出された高温、高圧側冷媒が、サブクールコンデンサ 4 を迂回した後に、冷媒-冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 5 1、逆サブクール制御弁 6 の絞り孔 6 7 を経てエバポレータ 7 内に流入する。そして、エバポレータ 7 にて空調ユニット 1 の空調ケース 2 内を流れる空気と高温、高圧側冷媒とを熱交換させることで、空調ケース 2 内を流れる空気を加熱することにより、エンジン始動時またはエンジン始動直後の温水式ヒータ 8 の暖房能力を補助することができる。

【0078】

また、逆サブクール制御弁 6 は、絞り孔 6 7 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール (S C) が取れない時に、バルブ 6 9 が全開となるため、切替用電磁弁 10 によって通常の冷房サイクルからホットガスサイクルに切り替えて作動させた場合 (サブクール = 0℃) でも、サブクールコンデンサ 10 2 および逆サブクール制御弁 6 をバイパスさせる必要がなく、冷凍サイクル中に図 9 のバイパス配管 110 が不要となり、冷凍サイクルの構成を簡素化することができる。但し、逆サブクール制御弁 6 の全開時の弁孔径をホットガスサイクル時に必要な絞り径 (例えば $\phi 2.4\text{ mm}$) とする。なお、通常のレシーバサイクルでは、図 9 に示したように、バイパス配管 110 が必要となり、車両への搭載性が悪く、コストアップとなるが、本実施形態では、このような不具合はない。

【0079】

[他の実施形態]

本実施形態では、可変絞り弁を、サブクールが大きい程、あるいはサブクールが所定値以上に大きくなった際に、絞り孔 6 7 の開口面積または絞り開度またはバルブ 6 9 のリフト量を小さくし、また、サブクールが小さい程、あるいはサブクールが所定値以下に小さくなった際に、絞り孔 6 7 の開口面積または絞り開度またはバルブ 6 9 のリフト量を大きくする逆サブクール制御弁 6 によって構成しているが、サブクールまたは冷媒温度を検知する冷媒温度検知手段を有し、この冷媒温度検知手段によって検知したサブクールまたは冷媒温度が大きい程、絞り孔 6 7 の開口面積または絞り開度またはバルブ 6 9 のリフト量を小さくし、また、サブクールまたは冷媒温度が小さい程、絞り孔 6 7 の開口面積または絞り開度

またはバルブ 69 のリフト量を大きくする電動モータ式または電磁式の流量制御弁を使用しても良い。

【0080】

本実施形態では、冷媒凝縮器 46、レシーバ 45 および過冷却器 47 を一体化したサブクールコンデンサ（受液器一体型冷媒凝縮器）4 の出口側と冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 51 の入口側とを接続しているが、冷媒凝縮器 46 とは別途設けたレシーバ 45 の液冷媒出口と冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 51 の入口側とを接続しても良い。つまり、冷媒－冷媒熱交換器 5 の第 1 冷媒流路管 51 内で高圧側冷媒が過冷却されるため、過冷却器 47 を廃止しても良い。

【0081】

本実施形態では、冷媒－冷媒熱交換器として、サブクールコンデンサ 4 より流出してエバポレータ 7 へ向かう高圧側冷媒が流れる第 1 冷媒流路管 51 の外周面を、エバポレータ 7 より流出してコンプレッサ 3 へ向かう低圧側冷媒が流れる第 2 冷媒流路管 52 が取り囲むように配設された 2 重管構造の冷媒－冷媒熱交換器 5 を採用したが、冷媒－冷媒熱交換器として、エバポレータ 7 より流出してコンプレッサ 3 へ向かう低圧側冷媒が流れる第 2 冷媒流路管 52 の外周面を、サブクールコンデンサ 4 より流出してエバポレータ 7 へ向かう高圧側冷媒が流れる第 1 冷媒流路管 51 が取り囲むように配設された 2 重管構造の冷媒－冷媒熱交換器 5 を採用しても良い。

【0082】

また、冷媒－冷媒熱交換器として、第 1 冷媒流路管 51 の一端面（第 2 冷媒流路管 52 に対する対向面）に第 2 冷媒流路管 52 の他端面（第 1 冷媒流路管 51 に対する対向面）が冷媒同士が熱交換可能なように密着させた 2 層式の冷媒－冷媒熱交換器を採用しても良い。また、第 1 冷媒流路管 51 と第 2 冷媒流路管 52 とが内部を流れる冷媒同士が熱交換可能なように隣接または近接して配置しても良い。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

車両用空調装置の冷凍サイクルを示した概略図である（第1実施形態）。

【図2】

車両用空調装置の空調ユニットを示した構成図である（第1実施形態）。

【図3】

2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器の端末接合部に一体化された直方体形状の箱状体内に組み込まれた逆サブクール制御弁を示した断面図である（第1実施形態）。

【図4】

（a）は2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器を示した断面図で、（b）は（a）のA－A断面図である（第1実施形態）。

【図5】

逆サブクール制御弁を示した断面図である（第1実施形態）。

【図6】

（a）は車両用空調装置の冷凍サイクルのモリエル線図、（b）は車両用空調装置の冷凍サイクルを示した構成図である（第1実施形態）。

【図7】

車両用空調装置の空調ユニットを示した構成図である（第2実施形態）。

【図8】

車両用空調装置の冷凍サイクルを示した構成図である（第2実施形態）。

【図9】

車両用空調装置の冷凍サイクルを示した構成図である（比較例）。

【図10】

（a）はサブクールコンデンサを有する冷凍サイクルを示した構成図で、（b）は2重管構造の冷媒－冷媒熱交換器を有する冷凍サイクルを示した構成図である（従来の技術）。

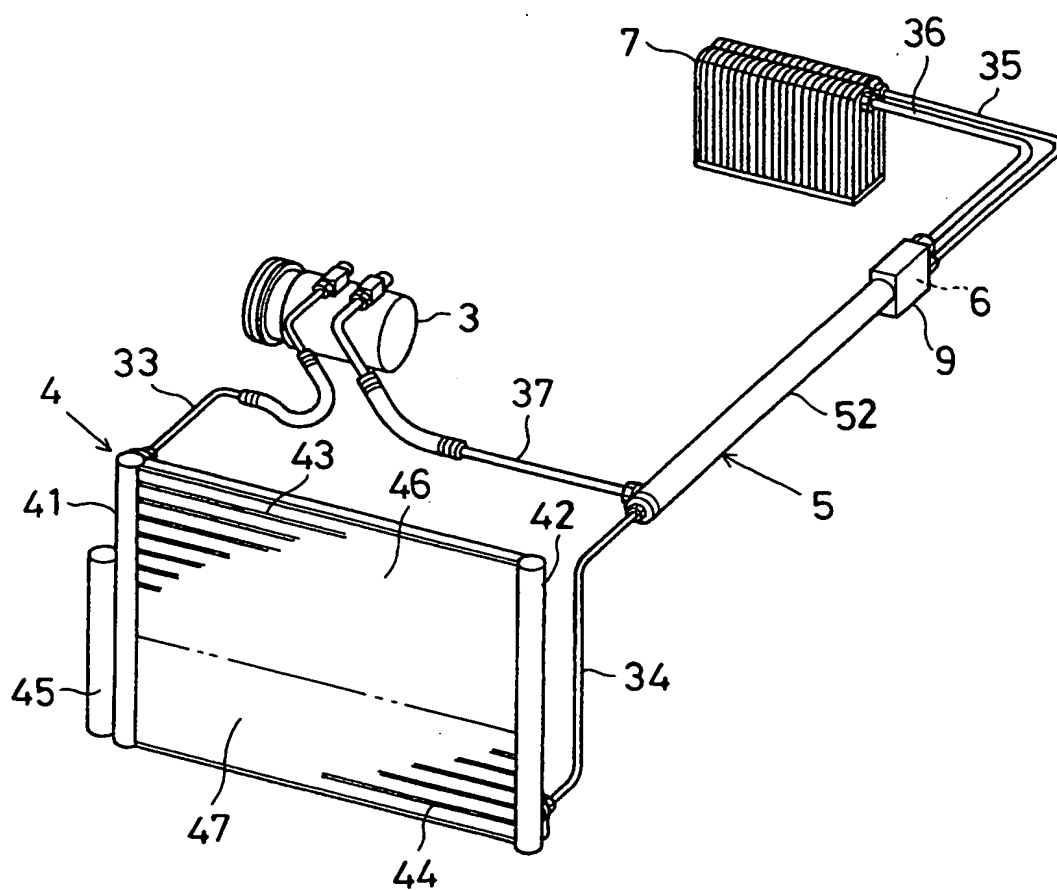
【符号の説明】

- 1 空調ユニット
- 2 空調ケース
- 3 コンプレッサ（冷媒圧縮機）

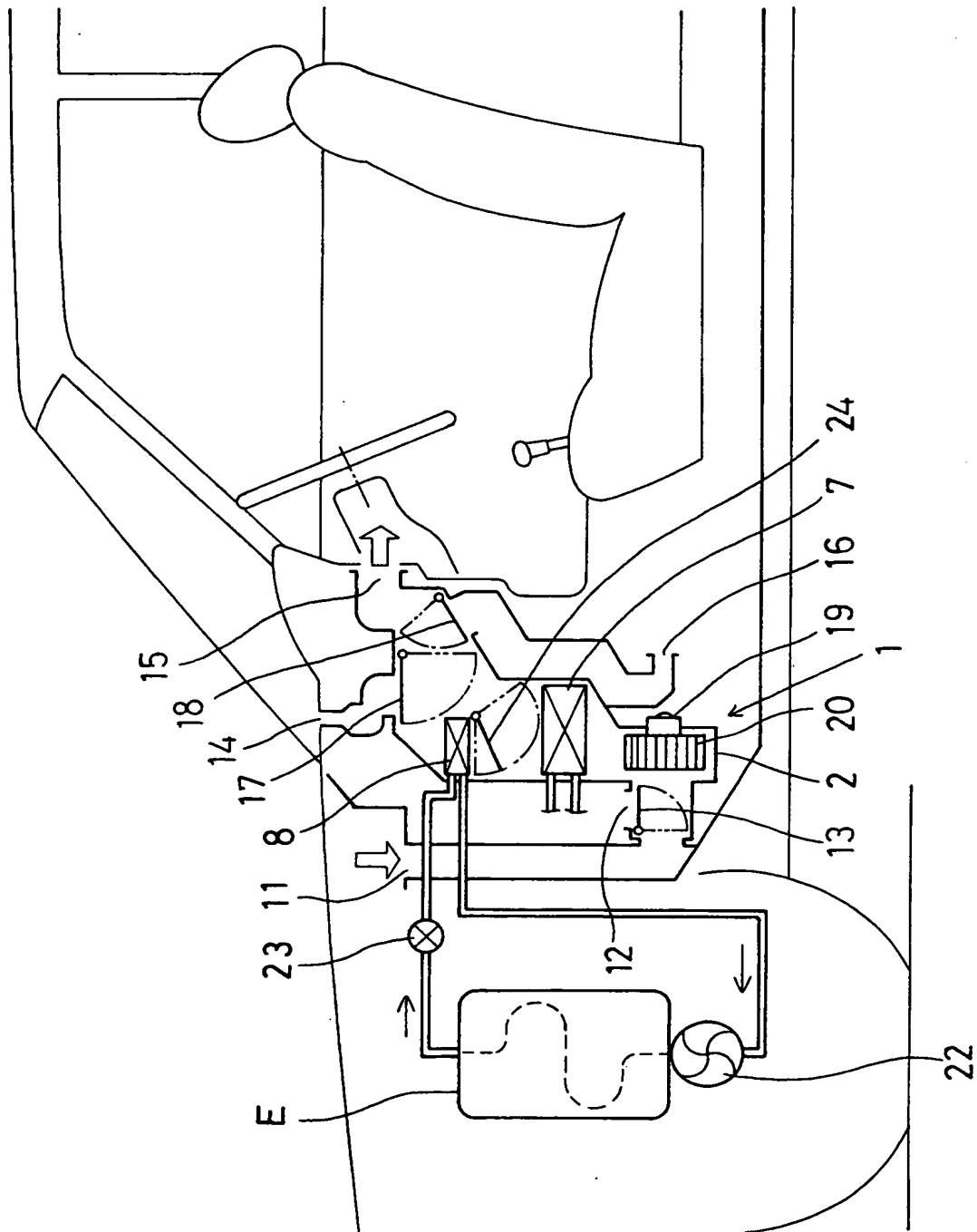
- 4 サブクールコンデンサ
- 5 冷媒－冷媒熱交換器
- 6 逆サブクール制御弁（可変絞り弁）
- 7 エバポレータ（冷媒蒸発器）
- 9 ブロックジョイント（配管継ぎ手、ブロック）
- 1 0 切替用電磁弁（サイクル切替手段）
- 2 5 第 1 冷媒流路
- 2 6 第 2 冷媒流路
- 3 1 第 1 圧力室
- 3 2 第 2 圧力室
- 3 5 入口配管
- 4 5 レシーバ（受液器）
- 4 6 冷媒凝縮器
- 4 7 過冷却器
- 5 1 第 1 冷媒流路管
- 5 2 第 2 冷媒流路管
- 5 5 高圧側冷媒流路
- 5 6 低圧側冷媒流路
- 6 7 絞り孔（弁孔）
- 6 8 バルブハウジング
- 6 9 バルブ（弁体）
- 7 5 ダイアフラム（弁体駆動手段）
- 7 7 スプリング（弁体付勢手段）
- 7 9 作動棒（弁体駆動手段、棒状体）

【書類名】 図面

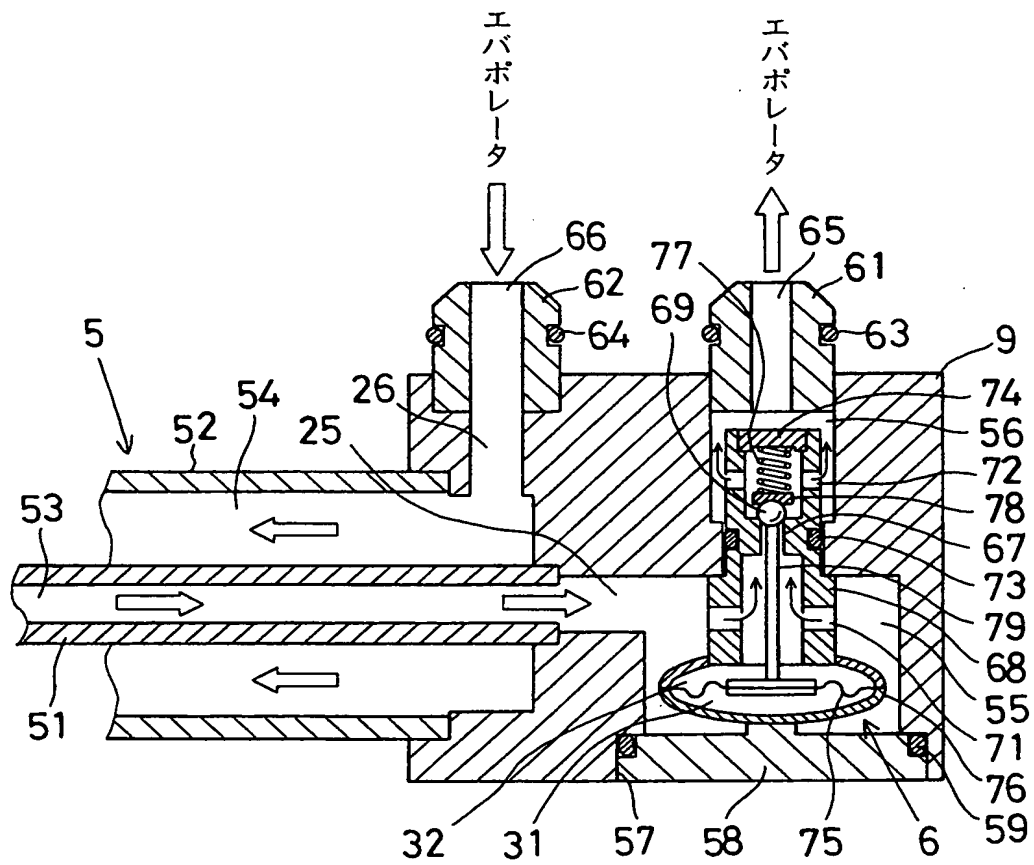
【図 1】



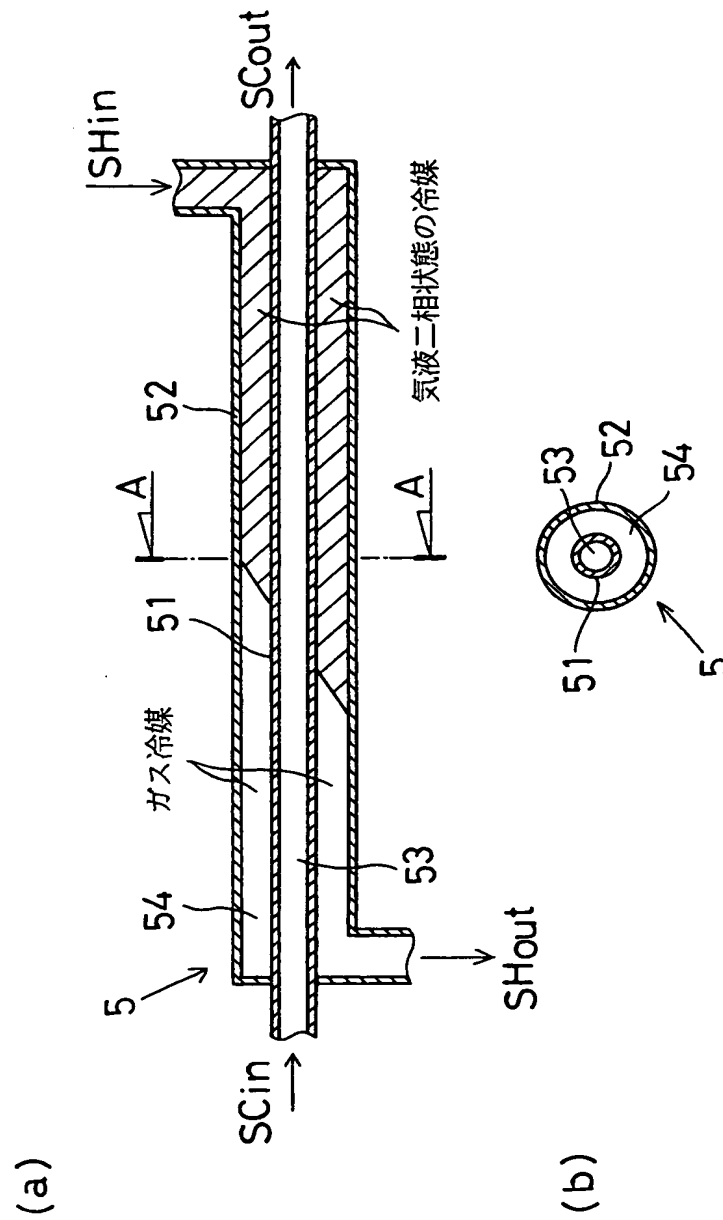
【図 2】



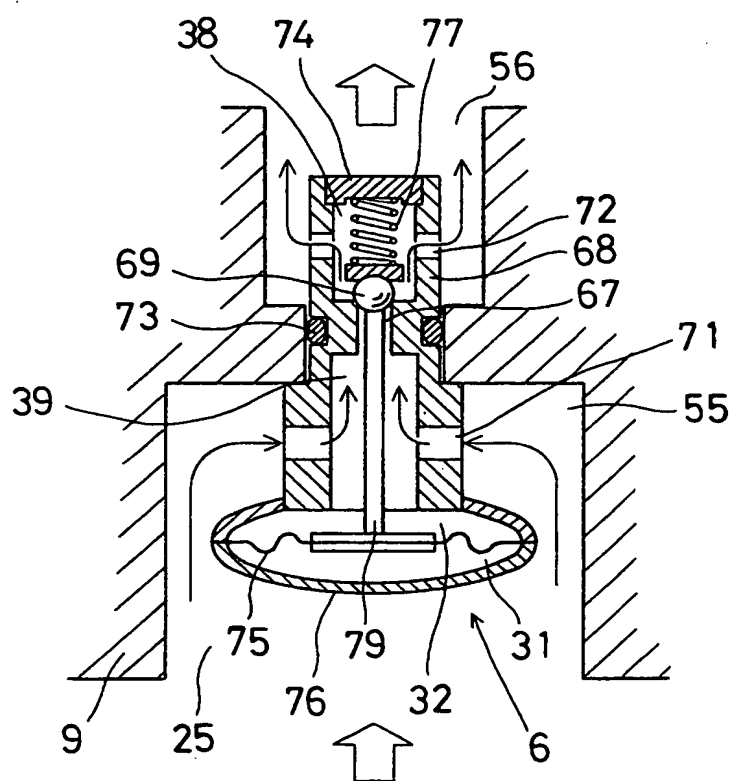
【図 3】



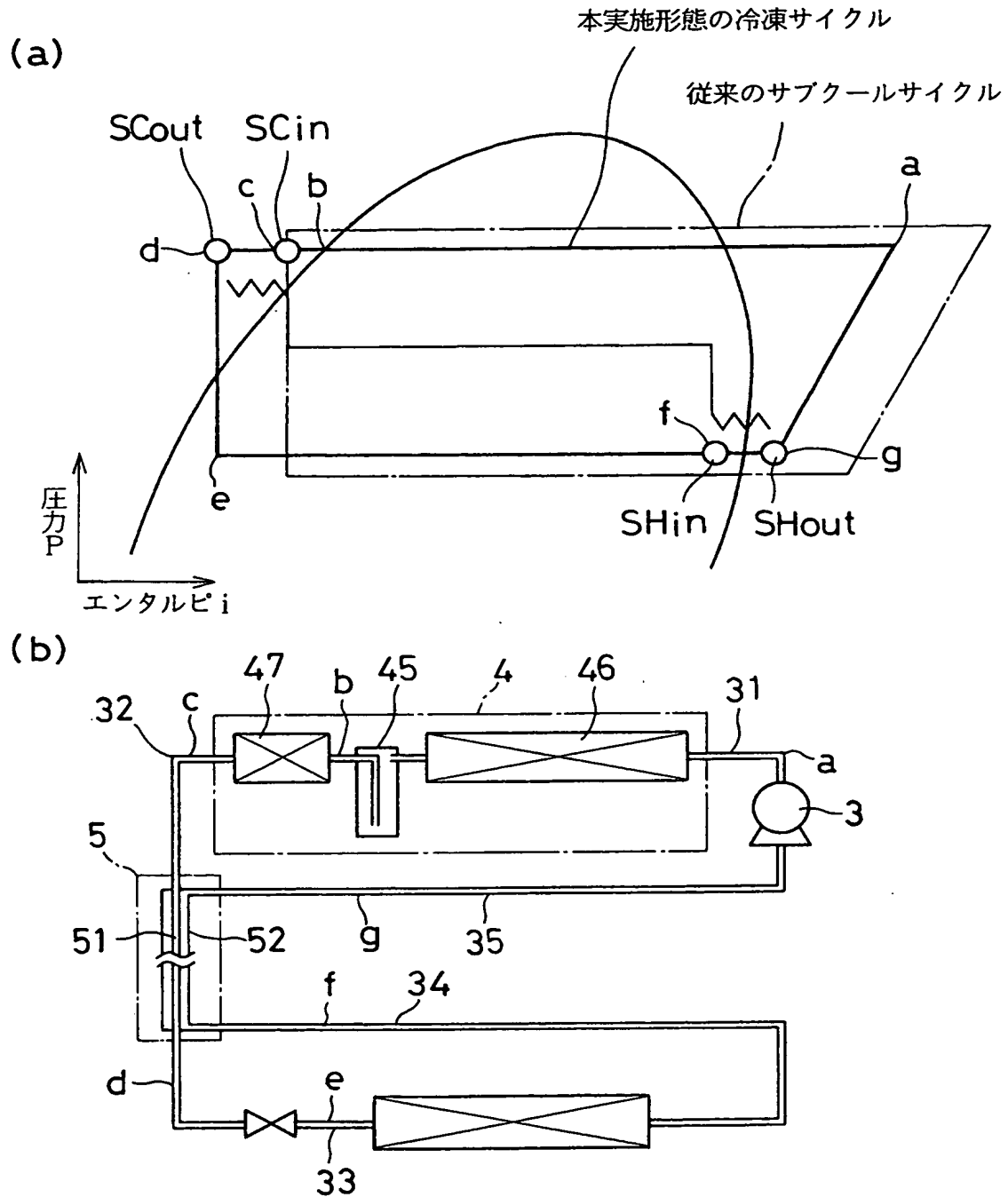
【図 4】



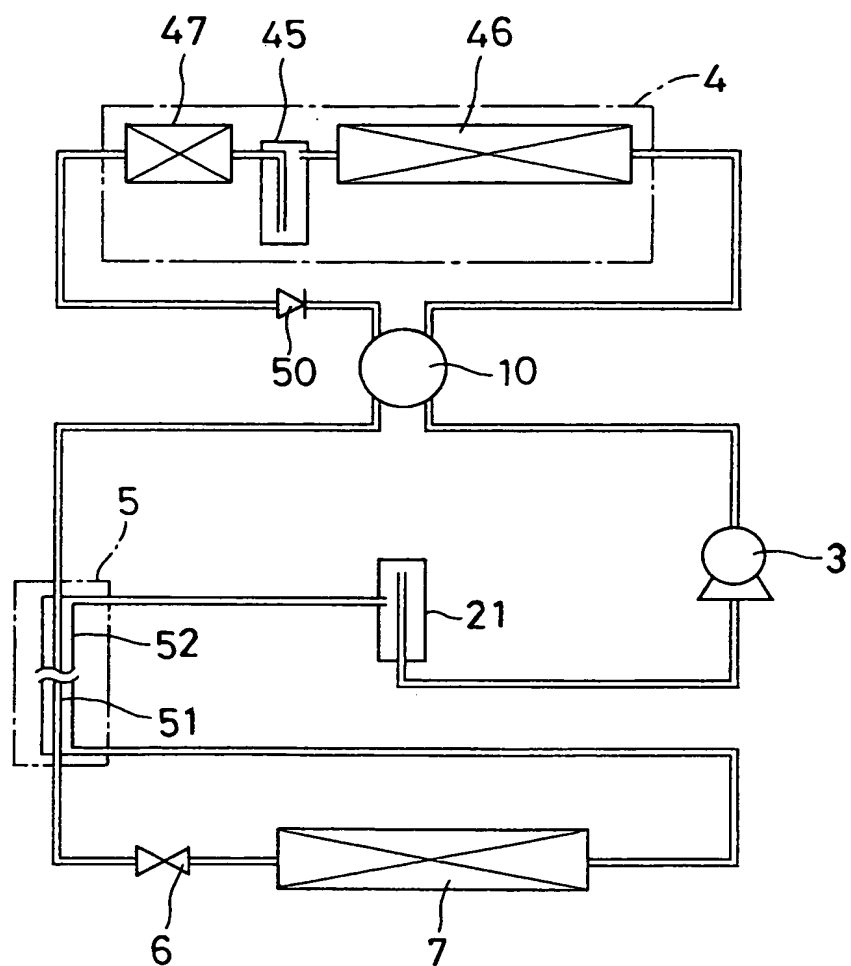
【図 5】



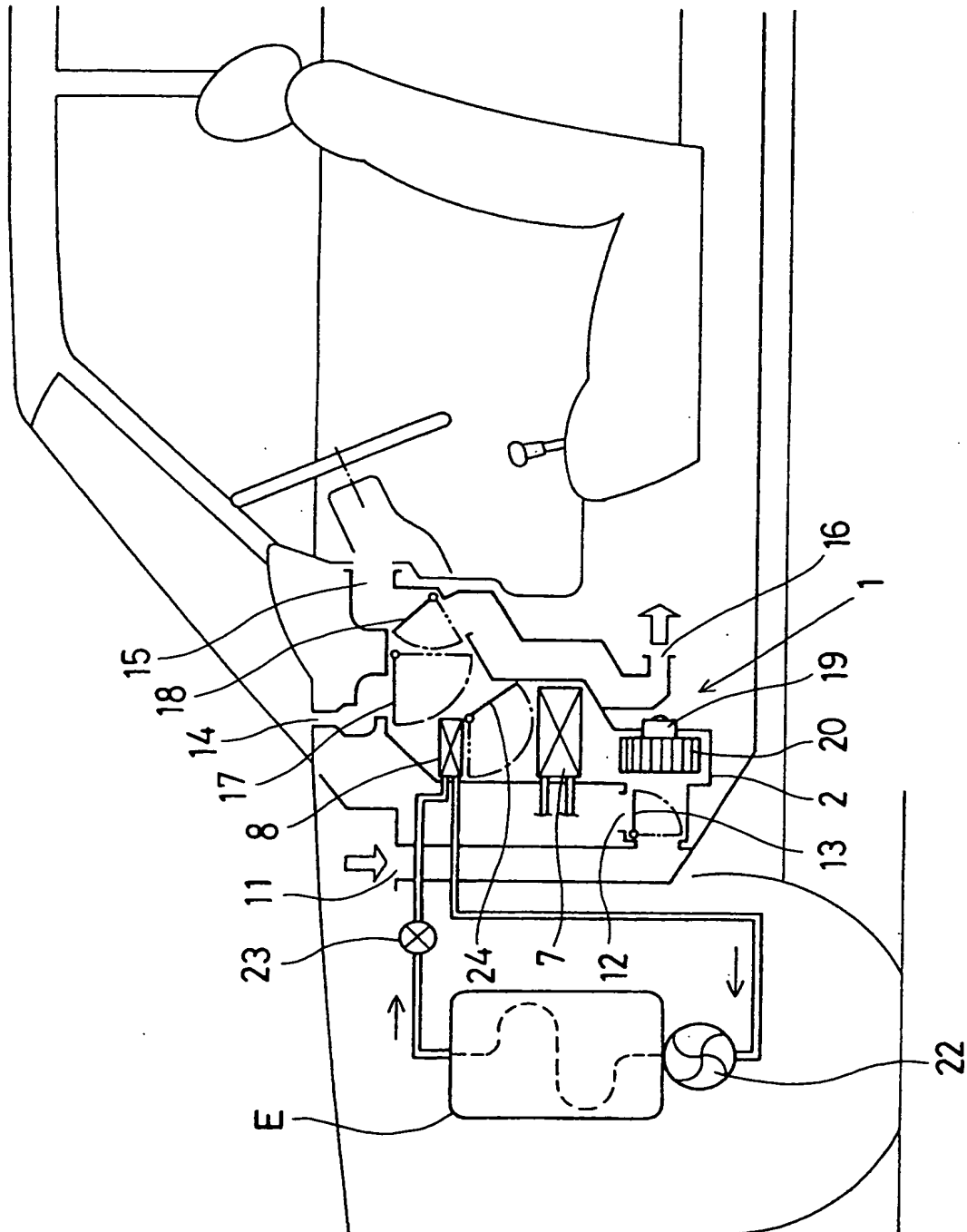
【図 6】



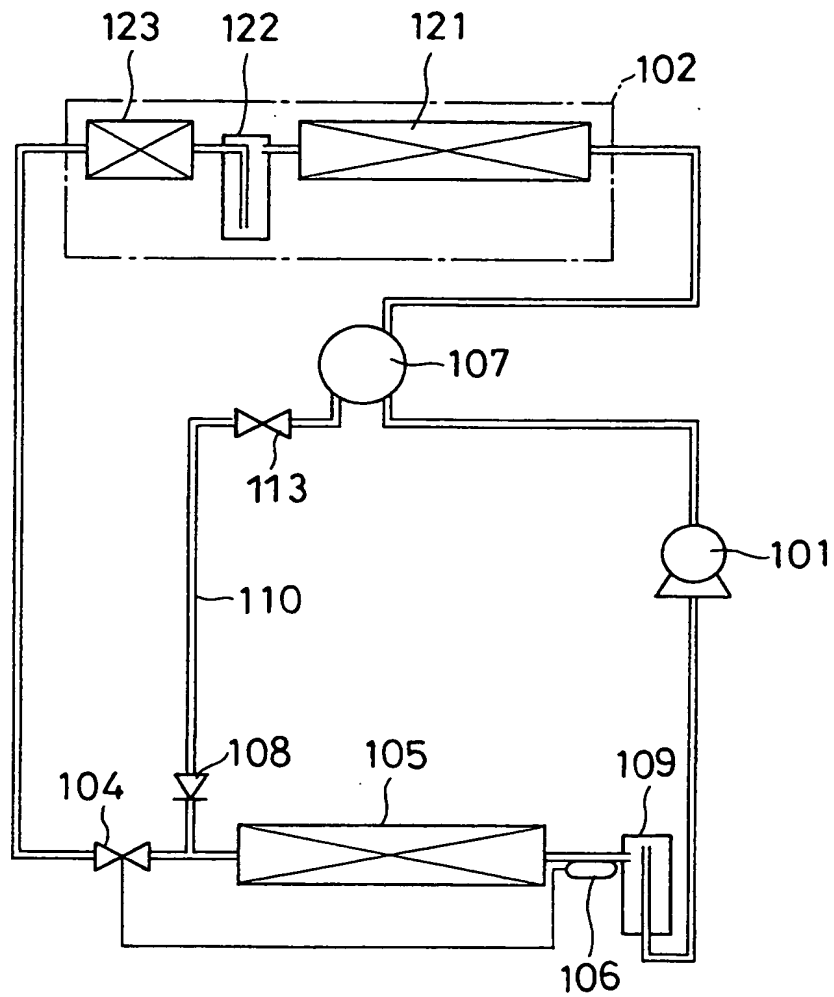
【図 7】



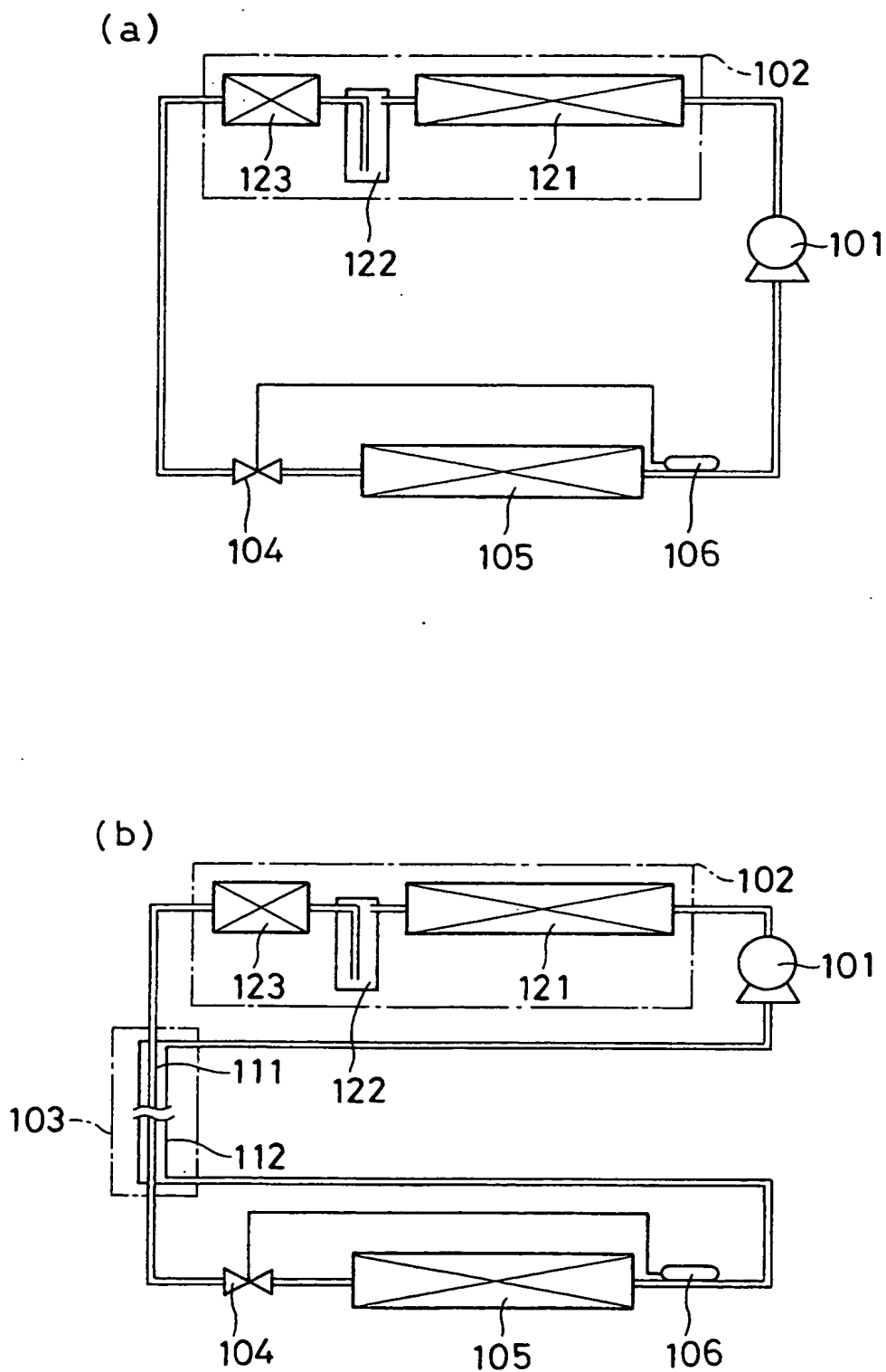
【図 8】



【図 9】



【図 10】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 サブクールコンデンサより流出してエバポレータに向かう高圧側冷媒とエバポレータより流出してコンプレッサに向かう低圧側冷媒とを熱交換させる冷媒-冷媒熱交換器 5 での冷媒同士の熱交換量の向上とエバポレータの冷房性能の向上との両立を図ることのできる車両用空調装置の冷凍サイクルを提供する。

【解決手段】 サブクールコンデンサより流出してエバポレータに向かう高圧側の液冷媒とエバポレータより流出してコンプレッサに向かう気液二相状態の低圧側冷媒とを冷媒-冷媒熱交換器 5 にて熱交換させると共に、冷凍サイクルを循環する冷媒循環量を逆サブクール制御弁 6 の絞り弁 67 よりも冷媒の流れ方向の上流側のサブクール（SC）に応じて調整することで、間接的にエバポレータの出口側のスーパーヒート（SH）を制御することにより、冷媒-冷媒熱交換器 5 での冷媒同士の熱交換量の向上とエバポレータの冷房性能の向上との両立を図る。

【選択図】 図 3

特 願 2 0 0 2 - 3 5 5 8 3 5

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 4 2 6 0]

1 . 変更年月日

1 9 9 6 年 1 0 月 8 日

[変更理由]

名称変更

住 所

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地

氏 名

株式会社デンソー